



11-804

Express Mail No.: EV 324 919 895 US

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Application of: Jeong Hoon Kim

Confirmation No. 2215

Serial No.: 10/750,683

Art Unit: 3619

Filed: December 31, 2003

Examiner: To be assigned

For: SUSPENSION OF A VEHICLE AND  
METHOD FOR CONTROLLING THE  
SAME

Attorney Docket No.: 060944-0154

(Formerly 11037-154-999)

**SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENT**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

In connection with the above-identified application, Applicant submits the following:

1) Certified copy of Korean Application No. 10-2003-0056189, filed August 13, 2003, to which the above-captioned application claims priority.

Applicant believes that no fee is required for this communication, however, The U.S. Patent and Trademark Office is hereby authorized to charge any required fee to Morgan, Lewis & Bockius LLP Deposit Account No. 50-0310.

Respectfully submitted,

Date November 4, 2004

51,743

Shawn C. Glidden

For:

Thomas D. Kohler (Reg. No. 32,797)

Morgan, Lewis & Bockius LLP

2 Palo Alto Square

3000 El Camino Real

Palo Alto, CA 94306

(415) 442-1106



별첨 사본은 아래 출원의 원본과 동일함을 증명함.

This is to certify that the following application annexed hereto  
is a true copy from the records of the Korean Intellectual  
Property Office.

출 원 번 호 : 10-2003-0056189  
Application Number

출 원 년 월 일 : 2003년 08월 13일  
Date of Application AUG 13, 2003

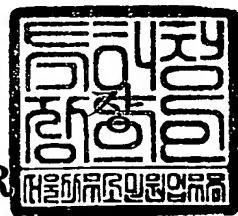
출 원 인 : 현대자동차주식회사  
Applicant(s) HYUNDAI MOTOR COMPANY



2003 년 09 월 15 일

특 허 청

COMMISSIONER



CERTIFIED COPY OF  
PRIORITY DOCUMENT

## 【서지사항】

【서류명】	특허출원서		
【권리구분】	특허		
【수신처】	특허청장		
【참조번호】	0004		
【제출일자】	2003.08.13		
【발명의 명칭】	자동차의 서스펜션 및 그 제어방법		
【발명의 영문명칭】	SUSPENSION OF VEHICLE AND METHOD FOR CONTROLLING THE SAME		
【출원인】			
【명칭】	현대자동차주식회사		
【출원인코드】	1-1998-004567-5		
【대리인】			
【명칭】	유미특허법인		
【대리인코드】	9-2001-100003-6		
【지정된변리사】	오원석		
【포괄위임등록번호】	2001-042007-3		
【발명자】			
【성명의 국문표기】	김정훈		
【성명의 영문표기】	KIM, JEONG HOON		
【주민등록번호】	720409-1057017		
【우편번호】	138-224		
【주소】	서울특별시 송파구 잠실4동 시영아파트 143동 504호		
【국적】	KR		
【심사청구】	청구		
【취지】	특허법 제42조의 규정에 의한 출원, 특허법 제60조의 규정에 의한 출원심사 를 청구합니다. 대리인 유미특허법인 (인)		
【수수료】			
【기본출원료】	20	면	29,000 원
【가산출원료】	21	면	21,000 원
【우선권주장료】	0	건	0 원
【심사청구료】	13	항	525,000 원
【합계】	575,000 원		

1020030056189

출력 일자: 2003/9/19

【첨부서류】

1. 요약서·명세서(도면)\_1통

**【요약서】****【요약】**

자동차의 서스펜션 시스템을, 그 운동방정식이 비연성화되도록 설계하고, 설계된 서스펜션에 구동기를 구비하여, 상기 구동기를 상기 서스펜션의 진동이 최적 감소되는 설정된 양으로 구동한다.

**【대표도】**

도 1

**【색인어】**

서스펜션, 비연성, 운동방정식, 구동기, 스카이 혹

## 【명세서】

## 【발명의 명칭】

자동차의 서스펜션 및 그 제어방법{SUSPENSION OF VEHICLE AND METHOD FOR CONTROLLING THE SAME}

## 【도면의 간단한 설명】

도 1은 본 발명의 실시예에 의한 서스펜션 시스템을 도식화한 블록도이다.

도 2는 비연성된 모드방정식(decoupled modal equation)들의 동적 모델(dynamic model)의 일예를 도시한 도면이다.

도 3은 스카이 혹은 모드 댐퍼가 적용된, 비연성 모드방정식을 만족하는 서스펜션 시스템의 동적 모델의 일예를 도시한 도면이다.

도 4는 본 발명의 실시예에 의하여, 차체의 운동방정식의 자유도(n)와 구동기의 개수(p)가 같은 경우에, 구동력을 구동기에 인가하기 위하여 제어기가 수행하는 과정을 도시한 흐름도이다.

도 5는 스카이 혹은 모드 쿨롱 마찰 댐퍼가 적용된, 비연성 모드방정식을 만족하는 서스펜션 시스템의 동적 모델의 일예를 도시한 도면이다.

도 6은 본 발명의 실시예에 의하여, 차체의 운동방정식의 자유도(n)가 구동기의 개수(p)보다 큰 경우에, 구동력을 구동기에 인가하기 위하여 제어기가 수행하는 과정을 도시한 흐름도이다.

**【발명의 상세한 설명】****【발명의 목적】****【발명이 속하는 기술분야 및 그 분야의 종래기술】**

<7> 본 발명은 자동차에 관한 것으로, 더욱 상세하게는, 자동차의 서스펜션 및 그 제어방법에 관한 것이다.

<8> 주지하는 바와 같이 자동차의 서스펜션(suspension)은, 자동차가 주행하는 중에 접하게 되는 각종 노면 충격에 대응하고, 가감속/선회시 차체 거동(vehicle dynamics)을 제어하는 역할을 하게 된다. 이러한 서스펜션의 중요한 기능 중 하나로서 차체에 전달되는 소음(noise) 및 진동(vibration)을 줄이는 것이다.

<9> 통상적으로 서스펜션에는 자동차에 장착되는 휠(wheel)마다 스프링과 충격흡수기(shock absorber; damper)가 장착된다. 스프링의 스프링 상수(spring rate; spring coefficient)와 댐퍼(damper)의 감쇠계수(damping coefficient), 그리고 이들의 장착위치는 설계시에 결정되므로, 이러한 서스펜션 설계변수(design factor)들을 효과적으로 정함으로써 서스펜션의 기능(performance)을 향상시키고자 하는 연구가 지속되어왔다.

<10> 그런데, 서스펜션의 설계변수들의 설정에 의해 향상되는 서스펜션의 성능에는 제한이 따르는 것이었다. 따라서, 최근에는 서스펜션에 복수개의 구동기(excitation actuator)를 장착하여, 서스펜션에서 발생하는 진동을 적극적으로 상쇄(vanish)하기 위한 연구가 진행되고 있다. 일례로, 이러한 구동기는 각 휠에 대응된 스프링/댐퍼마다에 배치되는 것으로 할 수 있다.

<11> 일 예로, 직접 속도 피드백 제어(Direct Velocity Feedback Control) 과정을 통해, 다자 유도(multiple degree of freedom)인 자동차 서스펜션 시스템에서 감쇠효과(damping effect)을 증가시켜 시스템의 에너지를 소실시키고 있다. 이러한 방식은 점근적 안정성(asymptotic stability)가 보장된다는 장점이 있다.

<12> 그러나, 이러한 직접 속도 피드백 제어를 통해 점근적 안정성을 확보하기 위해서는 많은 센서와 많은 구동기가 필요하다는 단점이 있다. 이는 자동차 서스펜션을 운동방정식(equation of motion)으로 모델링하는 경우에 다수개의 방정식들이 서로 연성(coupled)되어 있어 생기는 문제중 하나이다.

<13> 따라서, 서로 연성되지 않는(non-coupled) 운동방정식이 구현되도록 서스펜션을 설계하거나, 설계된 서스펜션에 어떠한 구동력을 인가하도록 제어할 것인가에 관한 문제가 최근 심도있게 연구되고 있다.

#### 【발명이 이루고자 하는 기술적 과제】

<14> 따라서, 본 발명의 목적은 보다 진동 억제 제어에 용이한 서스펜션 및 그 설계방법, 그리고 이러한 서스펜션의 진동 억제를 위한 제어방법을 제공하는 것이다.

#### 【발명의 구성 및 작용】

<15> 상기 목적을 달성하기 위하여, 본 발명에 의한 서스펜션 설계방법은,

<16> 복수개의 스프링(spring), 상기 스프링에 각각 대응되는 복수개의 댐퍼(damper), 및 복수(p)개의 구동기(actuator)를 포함하는 자동차의 서스펜션을 점성감쇠가 있는 복수(n) 자유도 선형 현가 행렬 방정식(수학식1)으로 수식화하는 단계;

<17> 상기 수학식1의 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들을 계산하는 단계;

<18> 상기 고유벡터들을 상기 수학식1의 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)하는 단계;

<19> 상기 정규화된 고유벡터들로 이루어진 유사변환행렬( $S$ )(similarity transform matrix)를 산출하는 단계; 및

<20> 상기 질량 정규화(mass normalization)를 통해 수학식1을 모드 정규화(mode normalization)하는 단계;를 포함한다.

<21> 이와 같은 서스펜션 설계과정들에 의하여, 설계된 서스펜션은 그 운동방정식 자체가 모드 정규화 되는 것이 가능하다.

<22> 위에서 [수학식1]은  $M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$ 을 의미한다.

<23> 상기 수학식1에서, 서스펜션 시스템의 자유도(degree of freedom)와 독립된 구동기의 개수를 각각  $n$ 과  $p$ 라 할 때,

<24>  $M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)로서, 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이고,

<25> 상기  $P$ 는 구동기의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,

<26>  $x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터(state vector)와 외란벡터(disturbance vector)이며,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동력)벡터이다.

<27> 상기 모드 정규화 단계는, 상기 각 스프링의 스프링 상수( $k_j$ )와 상기 스프링에 대응되는 댐퍼의 감쇠계수(damping constant)( $c_j$ ) 사이에는  $k_j = \alpha \times c_j$ 의 비례 관계가 성립하는 것으로 설정함으로써 모드 정규화 하는 것이 바람직하다.

<28> 이러한 서스펜션 시스템의 설계방법을 기초로, 본 발명에 따른 자동차 서스펜션 시스템은, 복수개의 스프링(spring); 상기 스프링에 각각 대응되는 복수개의 댐퍼(damper); 및 상기 자동차에 장착되어 상기 서스펜션 시스템에 제어력을 발생하는 복수(p)개의 구동기(actuator)를 포함하는 자동차의 서스펜션 시스템으로서, 상기 서스펜션에 대한 점성감쇠가 있는 복수(n) 자유도 선형 현가 행렬 방정식(상기 수학식1)이 비연성화(decoupled)되는 것을 특징으로 한다.

<29> 전술한 바와 같이, 상기 각 스프링의 스프링 상수( $k_j$ )와 상기 스프링에 대응되는 댐퍼의 감쇠계수(damping constant)( $c_j$ ) 사이에는  $k_j = \alpha \times c_j$ 의 비례 관계가 성립하는 것이 바람직하다.

<30> 본 발명의 자동차 서스펜션 시스템은, 상기 수학식1에서의 모드 수(n)와 구동기의 개수(p)가 동일한 경우에,

<31> 상기 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 검출하기 위한 검출유닛; 및 상기 검출된 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 기초로 상기 구동기를 제어하기 위한 컨트롤러를 더 포함하되,

<32> 상기 컨트롤러는,  $f = Q^{-1} \hat{f}$ 의 구동력으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것이 바람직하다.

<33> 단, 여기서,  $Q = S^T P$ ,  $\hat{f}_i = -C_{Si} \dot{\xi}_i$ , 및  $x(t) = S \xi(t)$ 로서,  $C_{Si}$ 는 i번째 모드에 연결된

스카이 혹은 댐퍼(sky hook damper)의 감쇠계수(damping coefficient)이다.

<34> 본 발명의 자동차 서스펜션 시스템은, 상기 수학식1에서의 구동기의 개수(p)가 상기 모드 수(n)보다 작은 경우에,

<35> 상기 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 검출하기 위한 검출유닛; 및 상기 검출된 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 기초로 상기 구동기를 제어하기 위한 컨트롤러를 더 포함하되,

<36> 상기 컨트롤러는,  $\hat{f}_i = -F_{Si} \text{sign}(\dot{\xi}_i) = \sum_{j=1}^p Q_{ij} f_j$  를 만족하는 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것이 바람직하다.

<37> 단, 여기서,  $Q = S^T P$  및  $x(t) = S \xi(t)$ 이고,  $F_{Si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹은 쿨롱 마찰 댐퍼(sky hook coulomb friction damper)의 마찰력이다.

<38> 보다 구체적으로, 상기 컨트롤러는,  $i=1, \dots, n$  및  $j=1, \dots, p$ 에 관하여,

<39> 
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_1 \\ \vdots \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_{(2^n-2)} \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_B \end{array} \right\}$$
 을 만족하는 구동력( $f(t)$ )

으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것이 바람직하다.

<40> (여기서, j번째 구동기가 낼 수 있는 양의 최대 제어력(positive maximum force)과 음의 최대 제어력(negative maximum force)을 각각  $F_P$  및  $F_N$ 라 할 때,  $F_A$ 는 영(0)과  $F_P$

사이의 값을,  $F_B$ 는 영(0)과  $F_N$  사이의 값을, 그리고  $k=1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값을,  $F_A$ 와  $F_B$  사이의 값을 나타낸다).

<41> 특히, 상기 컨트롤러는,

<42>  $i=1, \dots, n$  및  $j=1, \dots, p$ 에 관하여,

<43> 
$$\begin{cases} \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_B \\ \text{Otherwise,} \quad \quad \quad f_j = 0 \end{cases}$$
 을 만족하는 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것이 바람직하다.

<44> 더욱 바람직하게는, 상기  $F_A$ 는  $F_P$  값을, 그리고 상기  $F_B$ 는  $F_N$  값을 가지는 것을 특징으로 한다.

<45> 본 발명에 의한 차체 거동 제어방법은, 상기 수학식1과 같이 수식화되어 상기 수학식2과 같이 비연성화되는(decoupled) 운동방정식을 만족하는 서스펜션을 제어하기 위하여, 수학식1에서의 자유도(n)가 구동기의 개수(p)와 동일한 경우에는,

<46> 상기 수학식1의 상태벡터(state vector)( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 단계;

<47>  $f(t) = (S^T P)^{-1} (-C_{si})(S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값으로 구동력( $f(t)$ )을 계산하는 구동력 계산 단계(여기서,  $C_{si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹은 램퍼(sky hook damper)의 감쇠계수(damping coefficient)임); 및

<48> 상기 계산된 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 구동하는 단계;를 포함하는 것을 특징으로 한다.

<49> 여기서, [수학식2]는  $I\ddot{\xi}(t) + \text{diag}[2\zeta_i\omega_i](\dot{\xi}(t) - \dot{\eta}(t)) + \Lambda_K(\xi(t) - \eta(t)) = \hat{f}(t)$ 로 정의된다.

<50> 상기 수학식2에서,  $I$ 는  $n \times n$  단위행렬(unit matrix)이고,

<51> 행렬( $S$ )는 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들로 이루어지고 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)된 행렬로서, 행렬( $S$ )에 의하여  $Q = S^T P$ ,  $\hat{f} = Qf(t)$ ,  $x(t) = S\xi(t)$ ,  $u(t) = S\eta(t)$ ,  $S^T K S = \text{diag}[\omega_i^2] = \Lambda_K$ , 및  $S^T C S = \hat{C} = \text{diag}[2\zeta_i\omega_i]$ 를 만족한다.

<52> 또한, 본 발명에 의한 차체 거동 제어방법은, 상기 수학식1과 같이 수식화되어 상기 수학식2과 같이 비연성화되는(decoupled) 운동방정식을 만족하는 서스펜션을 제어하기 위하여, 상기 수학식1의 자유도( $n$ )가 구동기의 개수( $p$ )보다 큰 경우에는,

<53> 상기 수학식1의 상태벡터(state vector)( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 단계;

<54>  $i = 1, \dots, n$  및  $j = 1, \dots, p$ 에 관하여,

<55> 
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_1 \\ \vdots & & \vdots \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_{(2^n-2)} \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_B \end{array} \right\}$$
 의 값으로 구동력( $f(t)$ )을

계산하는 구동력 계산단계(여기서,  $j$ 번째 구동기가 낼 수 있는 양의 최대 제어력(positive maximum force)과 음의 최대 제어력(negative maximum force)을 각각  $F_P$  및  $F_N$ 라 할 때,  $F_A$ 는 영(0)과  $F_P$  사이의 값을,  $F_B$ 는 영(0)과  $F_N$  사이의 값을, 그리고  $k = 1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값을,  $F_P$ 와  $F_N$  사이의 값을 나타낸다); 및

<56> 상기 계산된 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 구동하는 단계;를 포함하는 것을 특징으로 한다.

<57> 상기 구동력 계산단계는,

<58>  $i=1, \dots, n$  및  $j=1, \dots, p$ 에 관하여,

<59> 
$$\begin{cases} \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0 \text{ for } i=1, \dots, n, f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0 \text{ for } i=1, \dots, n, f_j = -F_B \\ \text{Otherwise, } f_j = 0 \end{cases}$$
 의 값으로 구동력( $f(t)$ )을 계산하는 것이 바람직하다.

<60> 더욱 바람직하게는, 상기  $F_A$ 는  $F_P$ 값을, 그리고 상기  $F_B$ 는  $F_N$ 값을 가진다.

<61> 이하, 본 발명의 실시예를 첨부된 도면을 참조로 상세히 설명한다.

<62> 도 1은 본 발명의 실시예에 의한 서스펜션을 도식화한 블록도이다.

<63> 본 발명은 자동차에 장착된 휠의 개수(즉, 스프링 및 댐퍼의 개수)에 무관하게 적용 가능하다. 다만 도 1에는, 일예로 4개의 휠(120)과 이에 대응되는 스프링(140) 및 댐퍼(130)가 차체(100)에 장착된 서스펜션 시스템을 도시하였다.

<64> 차체(100)에는 상기 차체(100)의 운동상태를 측정하기 위한 센서유닛(110)이 장착된다.

상기 운동상태는 후술하는 차체(100) 운동방정식의 상태벡터(state vector)( $x(t)$ )의 각 원소(element)값(바람직하게는 그 시간미분값( $\dot{x}(t)$ ))을 측정하는 것이다. 상기 상태벡터( $x(t)$ )의 각 원소는, 강체운동의 해석방법에 따라 여러 가지로 설정될 수 있으나, 바람직한 일예로는, 강체로서의 차체(100)의 병진운동(translational motion) 및 회전운동(rotational motion)에 관한 6개의 운동변수값으로 할 수 있다. 상기 센서유닛

(110)에 의해 측정되는 상태벡터의 차수는 자동차 서스펜션 시스템의 연립 운동방정식이 가지게 되는 자유도에 관련된다.

<65> 차체(100)의 운동을 제어하기 위한 본 발명의 실시예의 서스펜션 시스템은 전륜 좌측 (FL) 서스펜션, 전륜 우측(FR) 서스펜션, 후륜 좌측(RL) 서스펜션, 그리고 후륜 우측 (RR) 서스펜션을 포함한다.

<66> FL, FR, RL, 및 RR 서스펜션 각각에는 그 지점에서의 서스펜션에 강제 가진력을 발생하는 구동기(160)가 장착된다. 이러한 실시예에서, 구동기(160)들은 각각 4개로 구성된 예를 도시하고 있으나, 본 발명은 반드시 훨의 개수만큼 구동기(160)가 장착될 것을 요구하지는 않는다. 다양한 개수의 구동기(160)를 가진 서스펜션에 적용 가능하기 때문이다.

<67> 보다 구체적으로 본 발명의 실시예의 서스펜션 설계방법 및 서스펜션 시스템을 설명한다. 다만, 이하의 설명에서는 이러한 본 발명의 적용범위를 더욱 용이하게 이해할 수 있도록, 서스펜션 시스템의 운동방정식의 자유도를  $n$ , 독립된 구동기의 개수를  $p$ 라고 하여 설명한다.

<68> 점성 감쇠(viscous damping)가 있는 다자유도(multiple degree of freedom) 선형 (linear) 서스펜션 시스템에 의한 차체(100)의 운동방정식은 다음 [수학식1]과 같이 표현될 수 있다.

$$<69> \text{【수학식 1】 } M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$$

<70> 위 수학식1에서,

$M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)이다. 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이다.

<71> 상기  $P$ 는 구동기(160)의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동기에 인가되는 구동력)벡터이다.  $x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터와 외란벡터(disturbance vector)이다.  $u(t)$ 는 노면을 따라 훨(120)이 운동함에 의하여 생기는 외란을 지칭한다.

<72> 특정한 서스펜션 시스템으로부터 상기 수학식1에 대응되는 운동방정식을 도출하는 것은 당업자에게 용이하다. 또한, 수학식1의 각 계수행렬(coefficient matrix)들( $M$ ,  $C$ ,  $K$ , 및  $P$ )이 특정한 값을 가질 때, 상기 수학식1에 대응되는 서스펜션의 물리적 구성 또한 당업자에게 자명하다.

<73> 먼저, 상기 수학식1의 비연성화 과정(decoupling process)에 대해 설명한다.

<74> 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들을 구하고 이 고유벡터들을 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)함으로써, 아래 수학식2를 만족하는 행렬( $S$ )를 구할 수 있다.

<75> 【수학식 2】  $S^T M S = I$  및  $S^T K S = \text{diag}[\omega_i^2]$

<76> 위 수학식2에서,  $\text{diag}[\omega_i^2]$ 는  $(i, i)$ 번째 요소(element)가  $\omega_i^2$ 인 대각행렬(diagonal matrix)을 말한다. 이하에서는  $\Lambda_K$ 를  $S^T K S$ 로 정의한다(즉,  $\Lambda_K \equiv S^T K S$ ).

<77> 또한,  $I$ 는  $n \times n$  단위행렬(unit matrix)이고,  $\omega_i^2$ 은 강성행렬( $K$ )의  $i$ 번째 고유값(eigen value)으로, 비감쇠 고유 진동수( $\omega$ )(natural frequency)의 제곱에 해당한다.

<78> 위 수학식2는 행렬( $S$ )의 정규직교성(orthonormality)를 표현하고 있다. 수학식2의 다른 의미는, 유사변환행렬(similarity transform matrix)( $S$ )에 의한 유사변환(similarity transform)에 의해 질량행렬( $M$ )은 단위 행렬로, 강성행렬( $K$ )은 대각행렬로 변환된다는 것이다.

<79> 유사변환행렬( $S$ )에 의한 유사변환에 의해 감쇠행렬( $C$ )의 유사행렬( $\hat{C}$ )(similar matrix)(이하 모드감쇠행렬(modal damping matrix)이라 한다)을 아래 수학식3과 같이 구할 수 있다.

<80> 【수학식 3】  $S^T CS = \hat{C}$

<81> 상기 모드감쇠행렬( $\hat{C}$ )은  $n \times n$  대칭 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix)이며, 통상적으로 비대각 행렬(non-diagonal matrix)로 구해진다.

<82> 그런데, 위 수학식1에 좌측으로부터 유사변환행렬( $S$ )을 곱하고,  $x(t) = S \xi(t)$  및  $u(t) = S \eta(t)$ 라고 치환하게 되면, 수학식1은 아래 수학식4와 같이 변환된다.

<83> 【수학식 4】  $(S^T MS) \ddot{\xi}(t) + (S^T CS)(\dot{\xi}(t) - \dot{\eta}(t)) + (S^T KS)(\xi(t) - \eta(t)) = S^T Pf(t)$

<84> 모드감쇠행렬( $S^T CS = \hat{C}$ )의 대각화가 가능하다면, 수학식4의 좌변은 유사변환에 의하여 대각화된 방정식, 즉, 모드방정식(modal equation)들로 변환되게 되는 것이다.

<85> 따라서, 이러한 모드감쇠행렬( $\hat{C}$ )의 대각화는 다양한 방법에 의해 구현될 수 있다. 바람직한 일 예로는, 서스펜션 시스템에 아래 수학식5와 같은 조건을 부과함으로써 가능하다.

<86> 【수학식 5】  $k_j = \alpha \times c_j$  ( $j=1, \dots, \text{스프링 개수}$ )

<87> 위 수학식5에서,  $\alpha$ 는 상수이고,  $k_j$  및  $c_j$ 는 j번째 스프링 상수(spring coefficient) 또는 spring rate) 및 감쇠계수(damping coefficient)를 각각 의미한다.

<88> 통상적으로 자동차의 서스펜션 시스템의 경우, 차체의 움직임을 제어하기 위한 스프링 및 감쇠를 위한 댐퍼는 일체로 같은 위치에 장착된다. 따라서 강성행렬( $K$ )과 감쇠행렬( $C$ )에서 스프링 상수값과 감쇠계수는 다르나 그 위치에 관련된 값들은 동일하게 된다.

<89> 따라서, j번째 스프링 상수(spring coefficient 또는 spring rate)와 감쇠계수(damping coefficient)를 각각  $k_j$  및  $c_j$ 라 할 때, 가능한 모든 j에 대하여  $k_j = \alpha \times c_j$  (단,  $\alpha$ 는 상수)를 만족하도록 하는 것이다. 즉, 차량의 FL,FR,RL,RR등 각 부위의 서스펜션에 장착되는 스프링과 댐퍼에 대한 스프링 상수 및 감쇠계수가 동일한 비를 가지도록 하는 것이다.

<90> 따라서 이러한 조건에 의하면, 모드감쇠행렬( $\hat{C}$ )은 강성행렬( $K$ )의 유사행렬 (similar matrix) ( $\Lambda_K \equiv S^T K S$ )과 마찬가지로, 대각화가 가능하게 되는 것이다. 이와 같이 대각화된 모드감쇠행렬( $\hat{C}$ )은 아래 수학식6과 같이 표시할 수 있다.

<91> 【수학식 6】  $S^T C S = \hat{C} = \text{diag}[2\zeta_i \omega_i]$

<92> 위 수학식6에서,  $\zeta_i$ 는 i 번째 모드 감쇠비(modal damping ratio)를 의미한다

<93> 수학식5와 같은 조건 하에, 수학식1(또는, 수학식4)을 다시 정리하면 아래 수학식7을 얻을 수 있다.

<94> 【수학식 7】  $I \ddot{\xi}(t) + \text{diag}[2\zeta_i \omega_i] (\dot{\xi}(t) - \dot{\eta}(t)) + \Lambda_K (\xi(t) - \eta(t)) = \hat{f}(t)$

<95> 여기서,  $\hat{f} = Qf(t)$  및  $Q = S^T P$ 이고,  $x(t)$ 와  $u(t)$ 에 관해서는 전술한 바와 같이  $x(t) = S\xi(t)$  및  $u(t) = S\eta(t)$ 이다.

<96> 위 수학식7에서 알 수 있는 바와 같이, 서스펜션 시스템의 운동방정식의 좌변이 대각화 되었다.

<97> 따라서, 위 수학식7로부터  $n$ 개( $i=1, \dots, n$ )의 모드방정식(modal equation)을 아래 수학식8과 같이 도출할 수 있다.

<98> 【수학식 8】 
$$\ddot{\xi}_i(t) + 2\zeta_i\omega_i(\dot{\xi}_i(t) - \dot{\eta}_i(t)) + \omega_i^2(\xi_i(t) - \eta_i(t)) = \hat{f}_i(t) = \sum_{j=1}^p Q_{ij}f_j(t)$$

<99> 참고로, 비연성된 모드방정식(decoupled modal equation)들의 동적 모델(dynamic model)을 도 2에 도식화하였다.

<100> 위 수학식8에서 알 수 있는 바와 같이, 서스펜션 시스템의 운동방정식은 강제 구동에 관한 우변을 제외하고는 완전히 비연성화(decoupled)되었고, 따라서, 이러한 서스펜션 시스템은, 진동 제어를 위한 구동기의 구동력을 설계하거나, 설계된 구동력을 인가하기가 매우 편리하게 된다.

<101> 이러한 본 발명의 실시예의 서스펜션 시스템의 모드 정규화 설계방법을 정리하면, 자동차의 서스펜션을 상기 수학식1로 수식화하고, 상기 수학식1의 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들을 계산하여, 상기 고유벡터들을 상기 수학식1의 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)하며, 상기 정규화된 고유벡터들로 이루어진 유사변환행렬( $S$ )(similarity transform matrix)를 산출한 후, 상기 질량 정규화(mass normalization)를 통해 수학식1을 모드 정규화(mode normalization)하는 것이다.

<102> 이러한 서스펜션 시스템의 설계방법에 의하면, 서스펜션 시스템은 그 설계당시부터 그 운동방정식이 모드 정규화가 된 상태로 설계가 되게 되고, 따라서 이러한 서스펜션은 차량거동해석(vehicle dynamic analysis)등을 연구를 통해 구동기의 제어로직을 개선하여 적용함으로써 그 성능을 손쉽게 향상시킬 수 있게 된다.

<103> 이하에서는, 주행 중 발생되는 서스펜션 운동의 적극적 감쇠(active damping)를 위해 구동기에 언제 얼마만한 구동력을 인가할 것인가에 대하여 구동기의 개수에 따라 각각 바람직한 실시예를 설명한다.

<104> 서스펜션 운동의 적극적 감쇠를 위하여, 본 발명의 실시예에 의한 서스펜션 시스템에는, 도 1에 도시된 바와 같이, 상기 센서유닛(110)으로부터 검출신호를 수신하여, 이를 기초로 상기 구동기(160)들을 제어하기 위한 제어기(150) (controller)를 더 포함한다.

<105> 상기 제어기(150)는 설정된 프로그램에 의해 동작하는 하나 이상의 마이크로프로세서로 구현될 수 있으며, 상기 설정된 프로그램은 후술하는 본 발명의 실시예의 서스펜션 제어방법에 포함된 각 과정을 수행하기 위한 일련의 명령으로 할 수 있다.

<106> 이하의 설명에서는, 모드 수(n)만큼 구동기(160)가 구비된 경우에 관한 제1실시예와, 모두 수(n)보다 구동기(160)의 개수(p)가 작은 경우에 관한 제2실시예로 나누어 설명한다.

<107> 먼저, 본 발명의 제1실시예에 의한 서스펜션 시스템에는 구동기(160)의 개수(p)가 모드 수(n)와 동일하다. 이 때에는, 강제 감쇠를 위한 댐퍼로서 스카이 혹은 모드 댐퍼(sky-hook modal damper)를 적용하는 것이 바람직하다. 이러한 스카이 혹은 모드 댐퍼가

적용된, 비연성 모드방정식을 만족하는 서스펜션 시스템의 동적 모델을 도 3에 도식화하였다.

<108> 통상적인 점성감쇠 댐퍼(viscous damping damper)가 진동하는 질량과 지지판(즉, 노면) 사이의 상대속도에 비례하는 감쇠력(damping force)을 내는 반면에, 스카이 혹 댐퍼는 질량의 절대속도에 비례하는 감쇠력을 발생하는 것이다.

<109> 따라서, 이러한 스카이 혹 댐퍼로 설계된 강제 감쇠력(모드 제어력)( $\hat{f}_i$ )은 아래 수학식 9와 같이 표현될 수 있다.

<110> 【수학식 9】  $\hat{f}_i = -C_{si}\dot{\xi}_i$

<111> 위 수학식9에서,  $C_{si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹 댐퍼의 감쇠계수이고,  $\dot{\xi}_i$ 는 i번째 모드의 절대속도이다.

<112> 모드 수(n)와 구동기(160)의 수(p)가 동일하다면(즉,  $n=p$ ) 행렬( $Q$ )는 정칙행렬(regular matrix 또는 non-singular matrix)(즉, 가역행렬(invertible matrix))이므로, 구동력( $f$ )는 아래 수학식10과 같이 정리된다.

<113> 【수학식 10】  $f = Q^{-1}\hat{f}$

<114> 위 수학식10을 이용하여 서스펜션 시스템의 운동방정식을 정리하면 아래 수학식11과 같다.

<115> 【수학식 11】  $\ddot{\xi}_i(t) + (2\zeta_i\omega_i + C_{si})\dot{\xi}_i(t) + \omega_i^2\xi_i(t) = \hat{C}_{ii}\dot{\eta}_i(t) + \omega_i^2\eta_i(t)$

<116> 수학식11에서 알 수 있는 바와 같이, 서스펜션 시스템의 운동방정식은 완전히 비연성화되었다. 따라서, 상기 구동기(160)에 위 수학식10과 같은 구동력을 인가하게 되는 경우

에, 서스펜션 운동방정식의 각 모드마다 그 모드 진동을 용이하게 억제할 수 있게 된다.

<117> 수학식10과 같은 구동력을 구동기(160)에 인가하기 위하여 제어기(150)는 다음과 같은 과정을 수행하는 것으로 할 수 있다.

<118> 도 4에 도시된 바와 같이, 먼저 제어기(150)는 센서유닛(110)의 신호를 기초로 상태벡터( $x(t)$ )의 시간 변화율(즉, 속도)( $\dot{x}(t)$ )을 계산한다(S410).

<119> 이렇게 검출된 상태벡터( $x(t)$ )의 속도벡터( $\dot{x}(t)$ )로부터 모드상태벡터 ( $\xi(t)$ )(modal state vector)의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )를 계산한다(S420). 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )는 서스펜션의 설계시 이미 설정된 유사변환행렬( $S$ ) 및 강성행렬( $K$ )을 이용하여  $x(t) = S \xi(t)$ 로부터 계산된다. 보다 구체적으로, 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )는  $\dot{\xi}(t) = (S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값으로 계산되게 된다.

<120> 그리고, 이러한 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )를 이용하여, 구동기(160)에 인가될 구동력 벡터( $f(t)$ )를 계산한다(S430).

<121> 보다 구체적으로 상기 구동력 벡터( $f(t)$ )는, 서스펜션의 설계시 이미 설정된 유사변환행렬( $S$ ) 및 구동기의 위치에 대응되는 행렬( $P$ )을 이용하여, 위 수학식10과 대등한,  $f(t) = (S^T P)^{-1} (-C_{si}) \dot{\xi}(t)$  식에 의해 계산된다. 이와 같은 과정에 의해 계산되는 구동력 벡터( $f(t)$ )은 최종적으로  $f(t) = (S^T P)^{-1} (-C_{si}) (S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값으로 계산되게 된다.

<122> 이렇게 계산된 구동력 벡터( $f(t)$ )를 상기 구동기(160)에 인가한다(S440).

<123> 이상의 설명에서, 아래와 같은 점들을 참조로 할 필요가 있다.

<124> 즉, 첫째로, 상기 제어기(150)는 센서유닛(110)을 이용하여 상태벡터( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 직접 검출하는 것으로 한정될 필요는 없다. 이를 변형하여, 센서유닛(110)으로부터 상태벡터( $x(t)$ )를 검출하고, 이를 이용하여 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 것으로 할 수 있다. 따라서, 이하의 설명에서, 그리고 첨부된 청구항에서의 상태벡터의 속도( $\dot{x}(t)$ ) 검출은, 센서유닛(110)을 이용한 임의의 방법에 의하여 상태벡터의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 얻는 과정으로 이해되어야 한다.

<125> 또한, 구동력 벡터( $f(t)$ )의 계산 과정을 여러 단계로 설명하였으나, 이는  $f(t) = (S^T P)^{-1} (-C_{Si})(S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값을 계산하기 위한 바람직한 일 예일 뿐이다. 다른 예로는  $(S^T P)^{-1} (-C_{Si})(S^T K S)^{-1} (S^T K)$ 의 값을 제어기(150)에 기 설정해두고, 상태벡터 속도( $\dot{x}(t)$ )의 검출(S410) 후에 상태벡터의 속도( $\dot{x}(t)$ )와 위 기 설정된 행렬  $(S^T P)^{-1} (-C_{Si})(S^T K S)^{-1} (S^T K)$ 을 곱하여 구동력 벡터( $f(t)$ )를 구하는 것으로 할 수 있다.

<126> 이하, 본 발명의 제2실시예에 의한 서스펜션 시스템에 관해 설명한다.

<127> 먼저, 본 발명의 제2실시예에 의한 서스펜션 시스템에는 구동기(160)의 개수( $p$ )가 모드 수( $n$ )보다 작다. 이 때에는, 강체 감쇠를 위한 댐퍼로서 스카이 흑 모드 쿨롱 마찰 댐퍼 (sky-hook coulomb modal friction damper)를 적용하는 것이 바람직하다. 이러한 스카이 흑 모드 쿨롱 마찰 댐퍼가 적용된, 비연성 모드방정식을 만족하는 서스펜션 시스템의 동적 모델을 도 5에 도식화하였다.

<128> 구동기의 수( $p$ )가 모드 수( $n$ )보다 작은 경우, 서스펜션 시스템의 운동방정식의 우변(구동력부분)까지 완전 비연성화 할 수는 없게 된다. 따라서, 모드감쇠행렬 ( $\hat{C}$ )의 대각 항(diagonal element) 값을 증가시키기 위해 모드 속도에 비례하는 구동력을 인가하는

경우에, 그 비대각항 값이 증가하게 된다. 즉, 특정한 모드에만 독립적으로 감쇠를 증가 시킬 수 없으며, 특정한 모드의 감쇠를 증가시키는 경우에 다른 모드의 감쇠에 부정적 영향(진동 에너지 증가효과)을 끼치게 되는 것이다.

<129> 따라서, 이와 같이 구동기(160)의 개수(p)가 모드 수(n)보다 작은 경우에, 특정한 모드의 감쇠 증가 제어시 다른 모드에 발생되는 부정적 영향을 최소화하기 위하여, 강제 감쇠를 위한 댐퍼로서 스카이 혹 모드 쿠롱 마찰 댐퍼(sky-hook coulomb modal friction damper)를 적용하고자 하는 것이다.

<130> 스카이 혹 모드 쿠롱 마찰 댐퍼의 경우 모드 제어력( $\hat{f}_i$ )는 아래 수학식12를 만족한다.

<131> **【수학식 12】** 
$$\hat{f}_i = -F_{si} \text{sign}(\dot{\xi}_i) = \sum_{j=1}^p Q_{ij} f_j$$

<132> 위 수학식12에서,  $F_{si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹 쿠롱 마찰 댐퍼(sky-hook coulomb friction damper)의 마찰력(frictional force)이다. 전술한 바와 같이, p는 구동기의 개수를 지칭하고, 행렬( $Q$ )는  $Q = S^T P$ 로 정의된다.  $\dot{\xi}_i$ 는 i번째 모드의 절대속도로서,  $\text{sign}(\dot{\xi}_i)$ 는 그 부호를 지칭한다.

<133> 위 수학식12를 만족하기 위해서, j번째 구동력( $f_j$ )( $j=1, \dots, p$ )가 아래 수학식13과 같이 계산된다.

<134> **【수학식 13】**

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_p \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_1 \\ \vdots \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_{(2^r-2)} \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_N \end{array} \right\}$$

<135> 위 수학식13에서,  $F_P$ 와  $F_N$ 은 j번째 구동기가 넬 수 있는 양의 최대 제어력(positive maximum force)과 음의 최대 제어력(negative maximum force)을 나타낸다.

$k=1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값들은,  $F_P$ 와  $F_N$  사이에서 정해지는 값을 나타낸다.

<136> 그런데, 만약  $k=1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값들이 영(0)이 아니라면, 몇 개의 모드에 관해서는 그 운동이 줄어드는 반면, 다른 몇 개의 모드에 관해서는 오히려 그 운동이 증가하는 현상이 나타나게 된다. 일예로, 첫 번째 모드의 운동을 줄이기 위해서는  $F_1$ 이 양의 값을 가져야 할 것이나, 이는 오히려 n번째 모드의 운동을 증가시키게 되는 것이다.

<137> 따라서, 본 발명의 제2실시예에서는, 모든 모드의 운동을 독립적으로 감소시킬 수 있도록,  $k=1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값들이 모두 영(0)으로 설정된다.

<138> 즉, 아래 수학식14와 같이 j번째 구동력( $f_j$ )( $j=1, \dots, p$ )을 계산하는 것이다.

$$\begin{aligned} <139> \quad & \begin{cases} \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_P \\ \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_N \\ \text{Otherwise,} \quad \quad \quad \quad f_j = 0 \end{cases} \\ \text{【수학식 14】} \quad & \end{aligned}$$

<140> 위 수학식14에 의하면, 모든 모드들에서 진동에너지를 소실(dissipation)시킬 수 있는 경우에 한해 구동기를 작동시키게 되는 것이다.

<141> 일예로, 2를 초과하는 자유도를 갖는 자동차 서스펜션에 2개의 구동기가 장착된 경우, 자동차의 주행 중에 제1구동기는 모든 모드의 진동 에너지를 소실시키나 제2구동기는 그렇지 않는다면 이 때는 제1구동기에만 구동력을 인가한다는 의미다. 이를 달리 말하면, j번째 구동기는 그 작동에 의해 모든 모드에서 진동 에너지를 소실시키는 주행상황에서만 작동된다는 의미다.

<142> 위 수학식14의 첫째 줄(혹은 위 수학식13의 첫째 줄)은, j번째 구동기가 모든 모드에서 에너지를 소실시키는 경우에 양의 최대 구동력을 가한다는 의미를 가진다. 즉, j번째 구동기가 모든 모드에서 에너지를 소실시키는 경우에, 양의 구동력을 인가함으로써 진동이 감쇠되는데, 이 때 인가되는 양의 구동력을 구동기(160)가 발휘할 수 있는 최대 구동력으로 인가함으로써 진동감쇠효과를 극대화하는 것이다.

<143> 또한, 위 수학식14의 둘째 줄(혹은 위 수학식 13의 마지막 줄)은, j번째 구동기가 양의 구동력을 가지면 모든 모드에서 에너지가 부가되는 경우이므로 이 때는 음의 최대 구동력을 가한다는 의미를 가진다. 즉, j번째 구동기가 양의 구동력을 가질 때 모든 모드에서 에너지가 부가된다면 구동기(160)에 음의 구동력을 인가함으로써 진동이 감쇠되는데, 이 때 인가되는 음의 구동력을 구동기(160)가 발휘할 수 있는 음의 최대 구동력으로 함으로써 진동감쇠효과를 극대화하는 것이다.

<144> 위 수학식 13의 첫째 줄과 마지막 줄 사이의 식들은, 몇 개의 모드의 진동 에너지가 증가하고 몇 개의 모드의 진동 에너지가 감소하는 경우에,  $F_k$ 값을 양의 최대 구동력 및 음의 최대 구동력 사이의 값으로 당업자가 적절히 설정할 수 있다는 의미이다.

<145> 다만, 본 발명의 제2실시예에 의한 자동차 서스펜션에서는, 상기  $F_k$ 값들을 영(0)으로 설정함으로써, 부정적인 효과(진동 에너지 증가효과)의 발생을 원천적으로 막고자 한 것이다.

<146> 수학식14과 같은 구동력을 구동기(160)에 인가하기 위하여 제어기(150)는 다음과 같은 과정을 수행하는 것으로 할 수 있다.

<147> 도 6에 도시된 바와 같이, 먼저 제어기(150)는 센서유닛(110)의 신호를 기초로 상태벡터( $x(t)$ )의 시간 변화율(즉, 속도)( $\dot{x}(t)$ )을 계산한다(S610).

<148> 이렇게 검출된 상태벡터( $x(t)$ )의 속도벡터( $\dot{x}(t)$ )로부터 모드상태벡터( $\xi(t)$ ) (modal state vector)의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )를 계산한다(S620). 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )는 서스펜션의 설계시 이미 설정된 유사변환행렬( $S$ ) 및 강성행렬( $K$ )을 이용하여  $x(t) = S \xi(t)$ 로부터 계산된다. 보다 구체적으로, 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )는  $\dot{\xi}(t) = (S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값으로 계산되게 된다.

<149> 그리고, 이러한 모드상태벡터( $\xi(t)$ )의 속도( $\dot{\xi}(t)$ )를 이용하여, 구동기(160)에 인가될 구동력 벡터( $f(t)$ )의 각  $j$ 번째 성분( $f_j$ )(즉,  $j$ 번째 구동기의 구동력) ( $j=1, \dots, p$ )을 계산한다(S630~S650).

<150>  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을 계산하기 위하여, 제어기(150)는, 먼저,  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_i \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0$ 를 만족하는지 판단한다(S630).

<151> 상기 판단(S630)에서  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_i \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0$ 를 만족하는 경우에,  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을  $-F_p$  값으로 설정한다(S635).

<152> 또한 제어기(150)는,  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_i \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0$ 를 만족하는지 판단한다(S640).

<153> 상기 판단(S640)에서  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_i \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0$ 를 만족하는 경우에,  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을  $-F_N$  값으로 설정한다(S645).

<154>  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0$ 를 만족하는 것이 아니고, 또한,  $i=1, \dots, n$ 의 모든  $i$ 번째 모드에 관해  $Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0$ 를 만족하는 것이 아닌 경우에는(즉, 판단(S630)에서 아니오 및 판단(S640)에서 아니오),  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을 영(0)으로 설정한다(S650).

<155> 이와 같이  $j=1, \dots, p$ 의  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을 모두 계산한다(S660). 이와 같이  $j=1, \dots, p$ 의  $j$ 번째 구동기의 구동력( $f_j$ )을 모두 계산됨으로써, 구동력 벡터( $f(t)$ )의 계산이 완료된다.

<156> 제어기(150)는 이렇게 계산된 구동력 벡터( $f(t)$ )를 상기 구동기(160)에 인가한다 (S670).

<157> 이상의 설명에서, 아래와 같은 점들을 참조로 할 필요가 있다.

<158> 즉, 첫째로, 상기 제어기(150)는 센서유닛(110)을 이용하여 상태벡터( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 직접 검출하는 것으로 한정될 필요는 없다. 이를 변형하여, 센서유닛(110)으로부터 상태벡터( $x(t)$ )를 검출하고, 이를 이용하여 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 것으로 할 수 있다. 따라서, 이하의 설명에서, 그리고 첨부된 청구항에서의 상태벡터의 속도( $\dot{x}(t)$ ) 검출은, 센서유닛(110)을 이용한 임의의 방법에 의하여 상태벡터의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 얻는 과정으로 이해되어야 한다.

<159> 이상으로 본 발명에 관한 바람직한 실시예를 설명하였으나, 본 발명은 상기 실시예에 한정되지 아니하며, 본 발명의 실시예로부터 당해 발명이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자에 의한 용이하게 변경되어 균등하다고 인정되는 범위의 모든 변경을 포함한다.

**【발명의 효과】**

- <160> 본 발명의 실시예에 의하면, 적극적으로 제어되는 서스펜션 시스템에서, 적극적 제어에 보다 용이한 서스펜션을 설계할 수 있게 된다.
- <161> 이러한 서스펜션 시스템에 포함된 구동기의 수가 서스펜션 시스템의 자유도와 같은 경우에는 각 진동 모드를 보다 효율적으로 독립적으로 제어할 수 있게 된다.
- <162> 또한 이러한 서스펜션 시스템에 포함된 구동기의 수가 서스펜션 시스템의 자유도보다 작은 경우라도, 다른 진동 모드에 부정적인 영향을 끼치지 않으면서도 특정한 모드들을 제어할 수 있게 된다.

## 【특허청구범위】

## 【청구항 1】

복수개의 스프링(spring), 상기 스프링에 각각 대응되는 복수개의 댐퍼(damper), 및 복수(p)개의 구동기(actuator)를 포함하는 자동차의 서스펜션을 점성감쇠가 있는 복수(n) 자유도 선형 현가 행렬 방정식(수학식1)으로 수식화하는 단계;

상기 수학식1의 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들을 계산하는 단계;

상기 고유벡터들을 상기 수학식1의 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)하는 단계;

;

상기 정규화된 고유벡터들로 이루어진 유사변환행렬( $S$ )(similarity transform matrix)를 산출하는 단계;

상기 질량 정규화(mass normalization)를 통해 수학식1을 모드 정규화(mode normalization)하는 단계;

를 포함하는 자동차 서스펜션 시스템의 모드 정규화 설계방법

$$[수학식1] \quad M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$$

여기서, 서스펜션 시스템의 자유도(degree of freedom)와 독립된 구동기의 개수를 각각  $n$ 과  $p$ 라 할 때,

$M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)로서, 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이고,

상기  $P$ 는 구동기의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,  $x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터(state vector)와 외란벡터(disturbance vector)이며,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동력)벡터이다.

### 【청구항 2】

제1항에서,

상기 모드 정규화 단계는,

상기 각 스프링의 스프링 상수( $k_j$ )와 상기 스프링에 대응되는 뎁퍼의 감쇠계수(damping constant)( $c_j$ ) 사이에는  $k_j = \alpha \times c_j$ 의 비례 관계가 성립하는 것으로 설정함으로써 모드 정규화 하는 것을 특징으로 하는 자동차 서스펜션 시스템의 모드 정규화 설계방법.

### 【청구항 3】

자동차의 서스펜션 시스템으로서,

복수개의 스프링(spring);

상기 스프링에 각각 대응되는 복수개의 뎁퍼(damper); 및

상기 자동차에 장착되어 상기 서스펜션 시스템에 제어력을 발생하는 복수( $p$ )개의 구동기(actuator)를 포함하는 자동차의 서스펜션 시스템으로서,

상기 서스펜션에 대한 점성감쇠가 있는 복수( $n$ ) 자유도 선형 현가 행렬 방정식(수학식 1)이 비연성화(decoupled)되는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템.

$$[ \text{수학식 1}] \quad M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$$

여기서, 서스펜션 시스템의 자유도(degree of freedom)와 독립된 구동기의 개수를 각각  $n$ 과  $p$ 라 할 때,

$M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)로서, 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이고, 상기  $P$ 는 구동기의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,  $x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터(state vector)와 외란벡터(disturbance vector)이며,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동력)벡터이다.

#### 【청구항 4】

제3항에서,

상기 각 스프링의 스프링 상수( $k_j$ )와 상기 스프링에 대응되는 댐퍼의 감쇠계수(damping constant)( $c_j$ ) 사이에는  $k_j = \alpha \times c_j$ 의 비례 관계가 성립하는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템.

#### 【청구항 5】

제4항에서,

상기 수학식1에서의 모드 수( $n$ )와 구동기의 개수( $p$ )가 동일하고, 상기 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 검출하기 위한 검출유닛; 및 상기 검출된 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 기초로 상기 구동기를 제어하기 위한 컨트롤러를 더 포함하되,

상기 컨트롤러는,  $f = Q^{-1}\hat{f}$ 의 구동력으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템

단, 여기서,  $Q = S^T P$ ,  $\hat{f}_i = -C_{si} \dot{\xi}_i$ , 및  $x(t) = S \xi(t)$ 로서,  $C_{si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹은 댐퍼(sky hook damper)의 감쇠계수(damping coefficient)이다.

### 【청구항 6】

제4항에서,

상기 수학식1에서의 구동기의 개수( $p$ )는 상기 모드 수( $n$ )보다 작고,  
상기 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 검출하기 위한 검출유닛; 및  
상기 검출된 상태벡터( $x(t)$ ) 또는 그 속도( $\dot{x}(t)$ )를 기초로 상기 구동기를 제어하기 위한  
컨트롤러를 더 포함하되,

상기 컨트롤러는,

$\hat{f}_i = -F_{si} \text{sign}(\dot{\xi}_i) = \sum_{j=1}^p Q_{ij} f_j$  를 만족하는 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 제어하는  
것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템

(여기서,  $Q = S^T P$  및  $x(t) = S \xi(t)$ 이고,  $F_{si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹은 쿠лон  
마찰 댐퍼(sky hook coulomb friction damper)의 마찰력이다).

### 【청구항 7】

제6항에서,

상기 컨트롤러는,

$i = 1, \dots, n$  및  $j = 1, \dots, p$ 에 관하여,

$$\left\{ \begin{array}{l} \left. \begin{array}{ll} \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, & f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, & f_j = -F_1 \\ \vdots & \vdots \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, & f_j = -F_{(2^n-2)} \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \cdots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, & f_j = -F_B \end{array} \right. \end{array} \right\} \text{을 만족하는 구동력}(f(t))$$

으로 상기 구동기 유닛을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템

(여기서,  $j$ 번째 구동기가 낼 수 있는 양의 최대 제어력(positive maximum force)과 음의 최대 제어력(negative maximum force)을 각각  $F_P$  및  $F_N$ 라 할 때,  $F_A$ 는 영(0)과  $F_P$  사이의 값을,  $F_B$ 는 영(0)과  $F_N$  사이의 값을, 그리고  $k = 1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값을,  $F_P$ 와  $F_N$  사이의 값을 나타낸다).

### 【청구항 8】

제7항에서,

상기 컨트롤러는,

$i = 1, \dots, n$  및  $j = 1, \dots, p$ 에 관하여,

$$\left\{ \begin{array}{l} \left. \begin{array}{ll} \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0 \text{ for } i = 1, \dots, n, & f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0 \text{ for } i = 1, \dots, n, & f_j = -F_B \\ \text{Otherwise,} & f_j = 0 \end{array} \right. \end{array} \right\} \text{을 만족하는 구동력}(f(t))으로 상기 구동기 유$$

닛을 제어하는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템.

### 【청구항 9】

제8항에서,

상기  $F_A$ 는  $F_P$ 값을, 그리고 상기  $F_B$ 는  $F_N$ 값을 가지는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션 시스템.

### 【청구항 10】

하기 수학식1과 같이 수식화되어 하기 수학식2과 같이 비연성화되는 (decoupled) 운동 방정식을 만족하는 서스펜션을 제어하기 위하여,

상기 수학식1의 상태벡터(state vector)( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 단계;  
 $f(t) = (S^T P)^{-1} (-C_{Si})(S^T K S)^{-1} (S^T K) \dot{x}(t)$ 의 값으로 구동력( $f(t)$ )을 계산하는 구동력 계산 단계(여기서,  $C_{Si}$ 는 i번째 모드에 연결된 스카이 혹은 램퍼(sky hook damper)의 감쇠계수(damping coefficient)임); 및

상기 계산된 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 구동하는 단계;를 포함하는 자동차 서스펜션 제어방법.

$$[수학식1] \quad M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$$

여기서, 서스펜션 시스템의 자유도(degree of freedom)와 독립된 구동기의 개수를 각각 n과 p라 할 때,

$M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)로서, 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이고,

상기  $P$ 는 구동기의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,

$x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터(state vector)와 외란벡터(disturbance vector)이며,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동력)벡터이고,

$$[ \text{수학식2}] I \ddot{\xi}(t) + \text{diag}[2\zeta_i \omega_i] (\dot{\xi}(t) - \dot{\eta}(t)) + \Lambda_K (\xi(t) - \eta(t)) = \hat{f}(t)$$

$I$ 는  $n \times n$  단위행렬(unit matrix)이고,

행렬( $S$ )는 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들로 이루어지고 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)된 행렬로서, 행렬( $S$ )에 의하여  $Q = S^T P$ ,  $\hat{f} = Qf(t)$ ,  $x(t) = S \xi(t)$ ,  $u(t) = S \eta(t)$ ,  $S^T K S = \text{diag}[\omega_i^2] = \Lambda_K$ , 및  $S^T C S = \hat{C} = \text{diag}[2\zeta_i \omega_i]$ 를 만족한다.

### 【청구항 11】

하기 수학식1과 같이 수식화되어 하기 수학식2과 같이 비연성화되는 (decoupled) 운동방정식을 만족하는 서스펜션을 제어하기 위하여,

상기 수학식1의 상태벡터(state vector)( $x(t)$ )의 속도( $\dot{x}(t)$ )를 계산하는 단계;

$i = 1, \dots, n$  및  $j = 1, \dots, p$ 에 관하여,

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) \geq 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) \geq 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_1 \\ \vdots \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) \geq 0, \quad f_j = -F_{(2^n-2)} \\ \text{if } Q_{1j} \text{sign}(\dot{\xi}_1) < 0 \& Q_{2j} \text{sign}(\dot{\xi}_2) < 0 \& \dots Q_{nj} \text{sign}(\dot{\xi}_n) < 0, \quad f_j = -F_B \end{array} \right\}$$

의 값으로 구동력( $f(t)$ )을

계산하는 구동력 계산단계(여기서,  $j$ 번째 구동기가 낼 수 있는 양의 최대 제어력(positive maximum force)과 음의 최대 제어력(negative maximum force)을 각각  $F_P$  및

$F_N$ 라 할 때,  $F_A$ 는 영(0)과  $F_P$  사이의 값을,  $F_B$ 는 영(0)과  $F_N$  사이의 값을, 그리고  $k = 1, \dots, (2^n - 2)$ 에 관한  $F_k$  값을,  $F_A$ 와  $F_B$  사이의 값을 나타낸다); 및

상기 계산된 구동력( $f(t)$ )으로 상기 구동기 유닛을 구동하는 단계;를 포함하는 자동차 서스펜션 제어방법

$$[ \text{수학식1}] \quad M\ddot{x}(t) + C(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + K(x(t) - u(t)) = Pf(t)$$

여기서, 서스펜션 시스템의 자유도(degree of freedom)와 독립된 구동기의 개수를 각각  $n$ 과  $p$ 라 할 때,

$M$ ,  $C$ , 및  $K$ 는 각각  $n \times n$  대칭의 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 및 강성행렬(stiffness matrix)로서, 상기 질량행렬( $M$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix), 상기 감쇠행렬( $C$ )은 양반정치 행렬(positive semi-definite matrix), 그리고 상기 강성행렬( $K$ )은 양정치 행렬(positive definite matrix)이고,

상기  $P$ 는 구동기의 위치에 대응되는  $n \times p$ 의 실수 행렬(real matrix)이고,

$x(t)$ 와  $u(t)$ 는 각각  $n \times 1$  상태벡터(state vector)와 외란벡터(disturbance vector)이며,  $f(t)$ 는  $p \times 1$  외력(즉, 구동력)벡터이고,

$$[ \text{수학식2}] \quad I\ddot{\xi}(t) + \text{diag}[2\zeta_i \omega_i] (\dot{\xi}(t) - \dot{\eta}(t)) + \Lambda_K (\xi(t) - \eta(t)) = \hat{f}(t)$$

$I$ 는  $n \times n$  단위행렬(unit matrix)이고,

행렬(

$S$ )는 강성행렬( $K$ )의 고유벡터(eigen vector)들로 이루어지고 질량행렬( $M$ )에 대하여 정규화(normalize)된 행렬로서, 행렬( $S$ )에 의하여  $Q = S^T P$ ,  $\hat{f} = Qf(t)$ ,  $x(t) = S \xi(t)$ ,  $u(t) = S\eta(t)$ ,  $S^T K S = \text{diag}[\omega_i^2] = \Lambda_K$ , 및  $S^T C S = \hat{C} = \text{diag}[2\zeta_i \omega_i]$ 를 만족한다

### 【청구항 12】

제11항에서,

상기 구동력 계산단계는,

$i=1, \dots, n$  및  $j=1, \dots, p$ 에 관하여,

$$\begin{cases} \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) \geq 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_A \\ \text{if } Q_{ij} \text{sign}(\dot{\xi}_i) < 0 \text{ for } i=1, \dots, n, \quad f_j = -F_B \\ \text{Otherwise,} \quad \quad \quad f_j = 0 \end{cases}$$
 의 값으로 구동력( $f(t)$ )을 계산하는 것을 특징

으로 하는 자동차 서스펜션 제어방법.

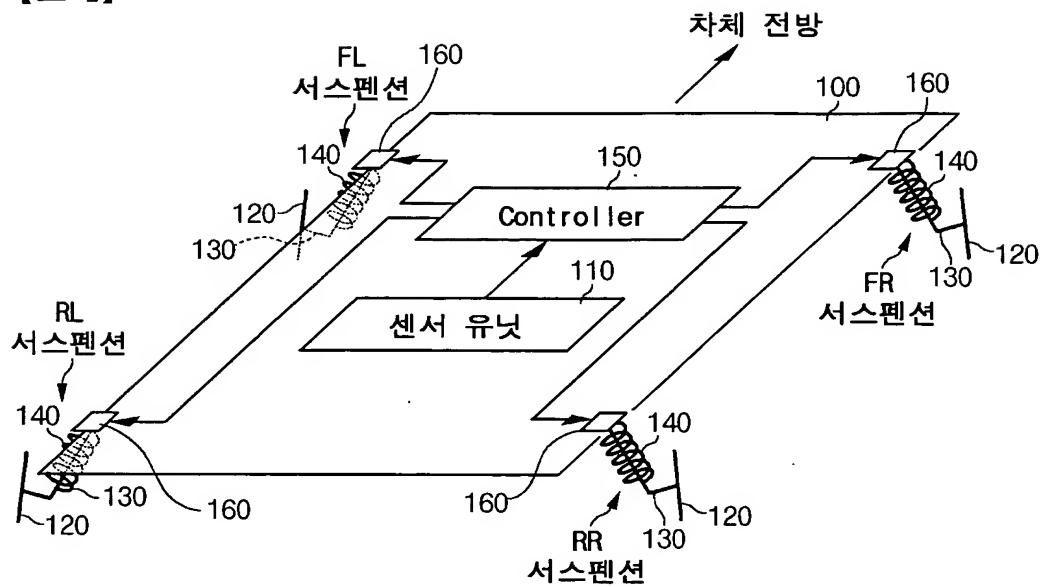
### 【청구항 13】

제12항에서,

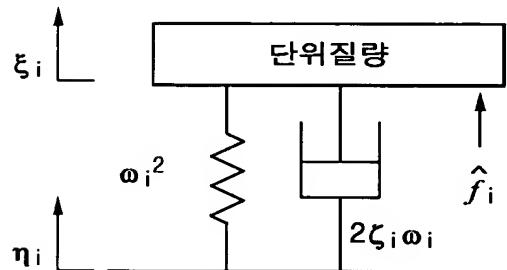
상기  $F_A$ 는  $F_P$ 값을, 그리고 상기  $F_B$ 는  $F_N$ 값을 가지는 것을 특징으로 하는 자동차 서스펜션 제어방법.

## 【도면】

【도 1】

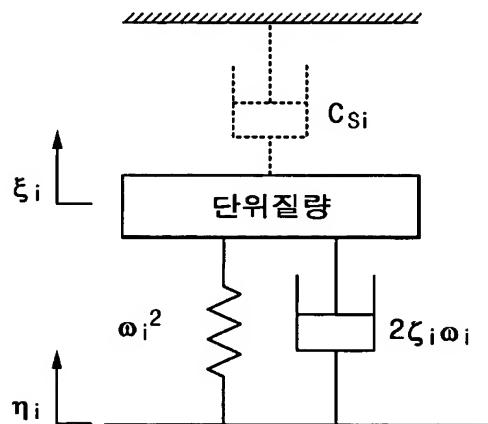


【도 2】



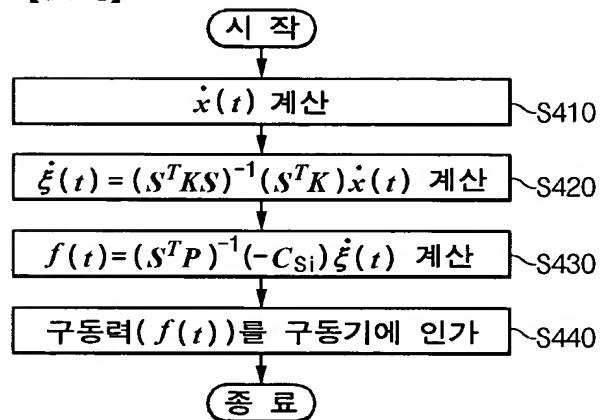
(비연성화된 모드방정식의 동적 모델)

【도 3】

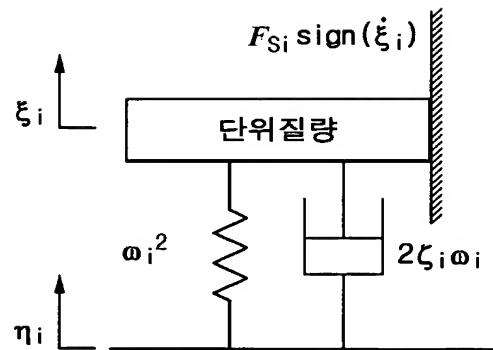


(스카이 혹은 모드 댐퍼 제어 시스템의 동적 모델)

【도 4】



【도 5】



(스카이 혹은 쿨롬 모드 마찰 댐퍼 제어 시스템의 동적 모델)

## 【도 6】

